

(19)



JAPANESE PATENT OFFICE

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **61124762 A**

(43) Date of publication of application: **12.06.86**

(51) Int. Cl.

F16H 9/18

(21) Application number: **59245394**

(22) Date of filing: **20.11.84**

(71) Applicant: **TOYOTA MOTOR CORP**

(72) Inventor:
**MORISAWA KUNIO
OKADA MITSUHIKO
KAGAMI MICHITAKA
KATO NOBUYUKI**

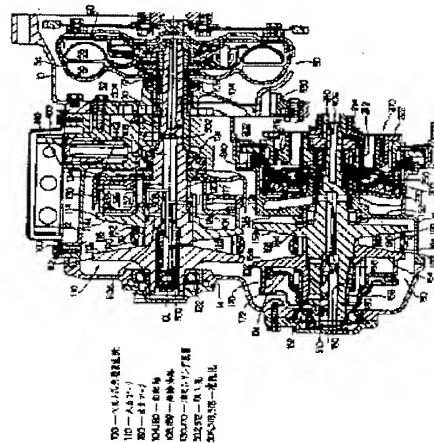
(54) **CONTROL OIL PRESSURE FEEDING
APPARATUS FOR BELT TYPE CONTINUOUSLY
VARIABLE TRANSMISSION**

COPYRIGHT: (C)1986,JPO&Japio

(57) Abstract:

PURPOSE: To prevent the meandering of a transmission belt and improve durability by constituting a feeding oil passage formed in the axial direction on a rotary shaft so that the both edges are closed in the rotary shaft and forming a communication hole to a hydraulic cylinder apparatus and a taking-in hole from a hydraulic source in the radial direction onto the rotary shaft.

CONSTITUTION: The control hydraulic pressure of a hydraulic cylinder apparatus 130 is supplied through a feeding oil passage 108 formed in the axial direction on a rotary shaft 104. The right edge of the feeding oil passage 108 is closed by a wall surface, and the left side is closed by a sensing valve 500. Further, taking-in hole 502 and a communication hole 506 are formed in the radial direction. Therefore, when the control hydraulic pressure passes through the feeding oil passage 108, each thrust force generated in the direction of the both edges is offset, and the generation of thrust force can be prevented.



⑬ 日本国特許庁(JP)

⑭ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

昭61-124762

⑮ Int.Cl.⁴

識別記号

庁内整理番号

⑯ 公開 昭和61年(1986)6月12日

F 16 H 9/18

6608-3J

審査請求 未請求 発明の数 1 (全8頁)

⑰ 発明の名称 ベルト式無段変速機の制御油圧供給装置

⑱ 特 願 昭59-245394

⑲ 出 願 昭59(1984)11月20日

⑳ 発 明 者	森 沢	邦 夫	豊田市トヨタ町1番地	トヨタ自動車株式会社内
㉑ 発 明 者	岡 田	光 彦	豊田市トヨタ町1番地	トヨタ自動車株式会社内
㉒ 発 明 者	各 務	道 孝	豊田市トヨタ町1番地	トヨタ自動車株式会社内
㉓ 発 明 者	加 藤	信 幸	豊田市トヨタ町1番地	トヨタ自動車株式会社内
㉔ 出 願 人	トヨタ自動車株式会社		豊田市トヨタ町1番地	

明 細 書

1. 発明の名称

ベルト式無段変速機の制御油圧供給装置

2. 特許請求の範囲

1. プーリの制御油圧が、プーリの回転軸に軸方向に設けられた供給油路を通して、プーリの油圧シリンダ装置に供給されるベルト式無段変速機の制御油圧供給装置において、

前記回転軸に軸方向に設けられる供給油路は、両端が回転軸内で閉じられて形成されており、油圧シリンダ装置への連通孔および油圧源からの取入孔は回転軸に半径方向に設けられていることを特徴とするベルト式無段変速機の制御油圧供給装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、自動車等車両に用いられるベルト式無段変速機の制御油圧供給装置に関する。

(従来の技術)

自動車等車両の変速機として、最近、ベルト式

無段変速機が提案されている。

ベルト式無段変速機は、一方の回転軸と他方の回転軸に、V字形断面の周溝を有するプーリが設けられており、このプーリに伝動ベルトが掛け渡されている。そして、プーリのV字形断面の周溝の幅が変えられることにより、一方の回転軸から他方の回転軸に回転動力が無段階に変速されて、伝達されるようになっている。

ベルト式無段変速機に用いられるプーリは固定プーリと可動プーリとから成っている。固定プーリは回転軸と一体に形成されており、可動プーリは回転軸に軸方向に移動可能に嵌合して取付けられている。この可動プーリの軸方向移動は可動プーリの背部に設けられる油圧シリンダ装置によって行われるようになっている。そして、この油圧シリンダ装置の作動によって、回転プーリは軸方向に作動し、これによって、可動プーリと固定プーリ間の周溝の幅が変えられ、無段変速が行われる。

ところで、プーリに備えられる油圧シリンダ装

置を制御する制御油圧は、従来一般には、実開昭58-67149号公報に示されているように、回転軸に軸方向に設けられた供給油路を通して油圧シリンダ装置に供給されるようになっている。そして、この供給油路は一端が回転軸の軸端面に開口して設けられており、この開口部分から油圧源からの制御油圧が取り入れられるようになっている。なお、供給油路と油圧シリンダ装置との連通孔は、半径方向に設けられている。

〔発明が解決しようとする問題点〕

しかし、上述した従来の構造では、供給油路の一端が回転軸の軸端面に開口して設けられているため、制御油圧が供給油路を通る際、回転軸には制御油圧の供給方向にスラスト力が働く、一般に制御油圧は比較的高圧であるため、回転軸に生じるスラスト力は大きい。このため、この大きなスラスト力によりプーリは予め定められた位置からずれることがあり、プーリがずれた場合には伝動ベルトの回転に蛇行が生じ、伝動ベルトの耐久性が低下するという問題を生じることがある。

而して、本発明が解決しようとする問題点は、油圧シリンダ装置へ供給する制御油圧の供給油路がプーリの回転軸に設けられる場合であっても、スラスト力の発生を防止し、これにより伝動ベルトの蛇行をなくし、伝動ベルトの耐久性の向上を図ることにある。

〔問題点を解決するための手段〕

本発明は、プーリの回転軸に設けられる供給油路の両端を閉じた構成とし、制御油圧によりスラスト力の生じない構成とすることにより、上述の問題点の解決を図るものである。

具体的には、本発明にかかるベルト式無段変速機の制御油圧供給装置は、上述したこの種のベルト式無段変速機の制御油圧供給装置において、回転軸に軸方向に設けられる供給油路は、両端が回転軸内で閉じられて形成されており、油圧シリンダ装置への連通孔および油圧源からの取入孔は回転軸に半径方向に設けられる手段をとる。

〔作用〕

上述の手段によれば、プーリの回転軸に設けら

れる供給油路は、その両端が閉じられて形成されていることから、制御油圧が供給油路を通る際生じる両端方向へのスラスト力は相殺され、回転軸には制御油圧にもとづくスラスト力は生じない。

〔実施例〕

以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

第1図および第2図は本発明による一実施例を示す。

第2図は本実施例に係るベルト式無段変速機を用いた変速機のスケルトン図を示す。第1図は第2図に示された変速機を詳細に示す断面図である。なお、第1図では第2図に示されている減速用歯車装置および差動歯車装置の図示は省略されている。

この実施例は、第2図に示すように、大別して、フルードカップリング装置50、ベルト式無段変速機100、前後進切換用遊星歯車装置200、減速用歯車装置300、差動歯車装置350から成っている。

これらの各装置は、変速機のケース部材内に装備されている。ケース部材はフルードカップリングケース部材10、主ケース部材12、カバー部材14から成っている。

そして、これらの各ケース部材により各装置を収容する室が形成されている。フルードカップリングケース部材10によりフルードカップリング装置室52が形成され、フルードカップリング装置50が配置されている。主ケース部材12とカバー部材14によりベルト式無段変速機室102が形成され、ベルト式無段変速機100が配置されている。また、第2図で見て、主ケース部材12の下方位置には主ケース部材12により前後進切換用遊星歯車装置室202が形成され、前後進切換用遊星歯車装置200が配置されている。更に、第2図で見て、フルードカップリングケース部材10の下方位置には、フルードカップリングケース部材10によりデフ室302が形成され、減速用歯車装置300、差動歯車装置350が配置されている。

次に、各装置について説明する。

フルードカップリング装置 50

フルードカップリング装置 50 は、フルードカップリング 54 と直結クラッチ 60 とから成っている。フルードカップリング 54 はポンプ羽根車 56 とタービン羽根車 58 から成っており、ポンプ羽根車 56 は不図示のエンジンクランクシャフトに連結され、タービン羽根車 58 はベルト式無段変速機 100 の入力軸となる入力プーリ 110 の回転軸 104 に連結されている。フルードカップリング 54 は、周知の如く、流体（油）を介して動力伝達を行うものであり、エンジンの回転動力をベルト式無段変速機 100 に伝達する。

直結クラッチ 60 は、その作動によりエンジンの回転動力を入力プーリ 110 の回転軸 104 にそのまま伝達する。動力伝達がフルードカップリング 54 を介して行われるときには、流体伝達であるため、すべりを生じ減速して伝達されるが、直結クラッチ 60 によるときは、すべりがなくそのまま伝達される。この直結クラッチ 60 は、

軸方向溝 117 および 118 にボール 120 が係合して取付けられており、これにより、可動プーリ 114 は回転軸 104 に対し軸方向には移動可能であるが、回転方向には一体的となっている。

入力プーリ 110 の回転軸 104 は、両側の、主ケース部材 12 の隔壁部材 12a と、カバー部材 14 に、ベアリング 122、124 を介して回転可能に支承されている。

固定プーリ 112 と可動プーリ 114 との対向プーリ面 112a、114a は、断面 V 字形の周溝 116 に形成されている。この周溝 116 に伝動ベルト 190 が巻き掛けられる。なお、周溝 116 の幅は可動プーリ 114 の軸方向移動により変えられ、伝動ベルト 140 が巻き掛けられる有効径が変えられるようになっている。第 1 図において、入力プーリ 110 は、その中心線 CL の上下で有効径が異なって図示されている。上半分の図示状態が伝動ベルト 190 の最小の有効径状態を示しており、下半分の図示状態が最大の有効径状態を示している。

いわゆる燃料消費率を向上させるために備えられるものであり、普通には、高速走行時に作動されるようになっている。

なお、第 1 図に示すように、オイルポンプ 70 が、フルードカップリング 54 の後方位置（第 1 図で見て左方位置）に設けられている。オイルポンプ 70 はポンプ羽根車 56 と一体の回転伝達部材 72 により駆動され、油圧を発生させる。油圧は後述のベルト式無段変速機 100 の制御、および前後進切換用遊星歯車装置 200 の制御に用いられる。

ベルト式無段変速機 100

ベルト式無段変速機 100 は、入力プーリ 110 と出力プーリ 150 から成っている。入力プーリ 110 は固定プーリ 112 と可動プーリ 114 とから成っている。固定プーリ 112 は回転軸 104 と一体に形成されており、更に、この回転軸 104 に可動プーリ 114 が嵌合して取付けられている。第 1 図に良く示されるように、回転軸 104 と可動プーリ 114 とは、双方に形成された

可動プーリ 114 は、背部の油圧シリンダ装置 130 によって軸方向移動されるようになっている。第 1 図に示すように、油圧シリンダ装置 130 は、第 1 の作動油室 132 と第 2 の作動油室 134 を有している。第 1 の作動油室 132 は可動プーリ 114 と第 1 の作動油室形成部材 136 により郭定されて形成されている。第 2 の作動油室 134 はピストン 138 と第 2 の作動油室形成部材 140 により郭定されて形成されている。この第 1 の作動油室 132 および第 2 の作動油室 134 に制御油圧を供給、排圧することにより可動プーリ 114 が軸方向に移動される。第 1 図において、油圧シリンダ装置 130 の上半分の状態が制御油圧が排圧された状態で、入力プーリ 110 を最小の有効径状態としている。下半分の状態が最も制御油圧が供給された状態で、入力プーリ 110 を最大の有効径状態としている。

制御油圧は、第 1 の作動油室 132 から連通孔 142 を経て第 2 の作動油室 134 に供給されるようになっている。そして、第 1 の作動油室 13

2と第2の作動油室134は同時に作動するようになっている。なお、このように、第1の作動油室132と第2の作動油室134の2つの作動油室を設けたのは、作動油圧の作動面積を多くとるためである。

油圧シリンダ装置130の第1の作動油室132および第2の作動油室134への制御油圧の供給は、回転軸104に軸方向に形成された供給油路108を介して行われるようになっている。供給油路108は、軸方向の両端が閉鎖されて形成されている。すなわち、第1図で見て、供給油路108の右端は壁面により閉鎖されており、左端はセンシングバルブ500により閉鎖されている。

供給油路108には、供給油路108の右方位で半径方向に取入孔502が設けられており、この取入孔502を通じて制御油圧が取り入れられるようになっている。取入孔502は主ケース部材12の隔壁部材12aに形成された油路504と連通しており、油路504には油圧源から入力ブーリの制御油圧が供給されてきている。すな

わち、回転軸104の供給油路108には、入力ブーリの制御油圧が油路504、取入孔502を通じて供給されてきている。

また、供給油路108の左方位置には、油圧シリンダ装置130への連通孔506が半径方向に設けられている。供給油路108に供給された入力ブーリの制御油圧は連通孔506を通過して油圧シリンダ装置130の第1の作動油室132に供給される。第1の作動油室132へは可動ブーリ114に設けられたポート508を通過して行われる。

このように、回転軸104に設けられる制御油圧の供給油路108は、その両端が閉じられた構成であることにより、制御油圧が供給油路108を通る際、両端方向に生じるスラスト力は相殺され、回転軸104には制御油圧にもとづくスラスト力は生じない。このため、入力ブーリ110は予め定められた位置を保持し、入力ブーリ110に巻き掛けられる伝動ベルト190が蛇行して回転することがない。

尤も、回転軸104には、供給油路108のほかに、フルードカップリング54への油路106も設けられており、油路106は右端が回転軸104の右方の軸端面に開口して設けられている。このため、油路106により回転軸104にはスラスト力が生じるが、この油路106を通過して供給される油圧は入力ブーリの制御油圧に比べ低い。そのため、発生するスラスト力も小さい。したがって、油路106によるスラスト力の影響は小さく、入力ブーリ110に位置ずれを生じさせるほどのものではない。しかし、この油路106も可能であれば、供給油路108と同様に、両端を閉鎖してスラスト力の生じない構成とするのが好ましい。

出力ブーリ150も、おおよそ入力ブーリ110と同様に構成されている。すなわち、固定ブーリ152と可動ブーリ154から成っており、固定ブーリ152と一体の回転軸180に、可動ブーリ154が嵌合されて取付けられている。可動ブーリ154は、入力ブーリ110の可動ブーリ114の場合と同様に、軸方向溝156、158

とボール160により、回転軸180に回転方向には一体であるが軸方向には移動可能に取付けられている。なお、出力ブーリ150の固定ブーリ152と可動ブーリ154の配置は、入力ブーリ110の場合と左右逆になっている。これは、入力ブーリ110と出力ブーリ150の各周溝116、160の幅が変えられたときにおける、伝動ベルト190の位置状態を直線状態とするためである。

出力ブーリ150の回転軸180も、入力ブーリ110の場合と同様に、両側の、主ケース部材12の隔壁部材12aと、カバー部材14に、ベアリング162、164を介して支承されている。第1図で見て、回転軸180の右端部は、後述の前後進切換用遊星歯車装置200および減速用歯車装置300の出力軸310から、抜取り可能にこれらの装置とは分割して形成されている。

また、固定ブーリ152と可動ブーリ154との対向ブーリ面152a、154aは、断面V字形の周溝166に形成されており、この出力ブー

リ150の周溝166と入力プーリ110の周溝116に伝動ベルト190が巻き掛けられる。

出力プーリ150も、可動プーリ154の軸方向移動により、伝動ベルト190が巻き掛けられる位置の有効径が変えられるようになっている。第1図において、出力プーリ150の上半分の図示状態が最小の有効径状態を示し、下半分の図示状態は最大の有効径状態を示している。

可動プーリ154の背部には油圧シリンダ装置170が設けられている。油圧シリンダ装置170には作動油室172を有している。作動油室172は可動プーリ154と作動油室形成部材174により郭定されて形成されている。作動油室172には制御油圧が供給されているが、入力プーリ110の有効径の変化により出力プーリ150の有効径が強制的に変えられ、この出力プーリ150の有効径の変化に応じて、この作動油室172の制御油圧は、供給、排出が行われるようになっている。

作動油室172への制御油圧の供給は、回転軸

180の軸心に軸方向に設けられた供給油路182を通じて行われるようになっている。供給油路182は、軸方向の両端が閉鎖されて形成されている。すなわち、第1図で見て、供給油路182の右端は壁面により閉鎖されており、左端はめくら蓋510により閉鎖されている。

供給油路182には供給油路182の右方位置で半径方向に取入孔512が設けられており、この取入孔512を通じて制御油圧が取り入れられるようになっている。取入孔512は隔壁部材12aに形成された油路514と連通しており、油路514には油圧源から出力プーリの制御油圧が供給されてきている。すなわち、回転軸180の供給油路182には、出力プーリの制御油圧が油路514、取入孔512を通過して供給されてきている。

また、供給油路182の中央位置と左方位置には、油圧シリンダ装置170の作動油室172に連通する連通孔516、518が半径方向に設けられている。連通孔516は可動プーリ154に

設けられたポート520を介して常時連通状態にあるが、連通孔518は可動プーリ154が下半分に図示されるように右方位置にあるときのみ連通状態となるようになっている。供給油路182に供給された出力プーリの制御油圧はこれら連通孔516、518を介して、油圧シリンダ装置170の作動油室172への供給、排出が行われる。

このように、出力プーリ170の回転軸180に設けられる出力プーリの制御油圧の供給油路182も、その両端が閉鎖されて形成されていることにより、入力プーリ110の回転軸104の場合と同様に、回転軸180には出力プーリの制御油圧にもどづくスラスト力は生じなく、このため、出力プーリ150は予め定められた位置を保持し、出力プーリ150に巻き掛けられる伝動ベルトが蛇行して回転することがない。この結果、前述の入力プーリ110の場合と相俟って、伝動ベルト190の蛇行回転を確実に防止することができ、伝動ベルト190の耐久性の向上を図ることができる。

尤も、出力プーリ150の回転軸180の場合も、供給油路182のほかに、前後進切換用遊星歯車装置200の潤滑箇所へ潤滑油を供給する油路406が設けられており、油路406は右端が回転軸180の右方の軸端面に開口して設けられている。このため、油路406により回転軸180にはスラスト力が生じるが、この油路406を通過して供給される油圧は出力プーリの制御油圧に比べ低いため、発生するスラスト力も小さい。したがって、油路406によるスラスト力の影響は小さく、出力プーリ150に位置ずれを生じさせるほどのものではない。

なお、この実施例では、入力プーリ110に設けられる供給油路108、および出力プーリ150に設けられる供給油路182ともに、両端を閉鎖して形成し、スラスト力を生じない構成としたが、いずれか一方の供給油路108または182をかかるとする構成でも、多少効果は劣るが、従来よりは伝動ベルト190の蛇行回転を少なくすることができ、伝動ベルト190の耐久性の向

上を図ることができる。

伝動ベルト190は、第1図に示すように、無端キャリア192と動力伝達ブロック194とから構成されている。無端キャリア192は、薄層の金属フープが複数個積層されて形成されている。このように形成された一対の無端キャリア192に、複数個の動力伝達ブロック194が数珠繋ぎに互いに隣接して配設されて、伝動ベルト190が構成されている。

なお、第1図において、フルードカップリング装置50とベルト式無段変速機100との間の、主ケース部材12の隔壁部材12aの上方部分に設けられているのは、アキュームレータ装置40である。

上述のように、ベルト式無段変速機100は構成されていることにより、伝動ベルト190を介して入力プーリ110から出力プーリ150に動力伝達が行われ、このとき、入力プーリ110の有効径が変えられることにより、出力プーリ150には無段階に変速して伝達される。

ネタリギヤ218と、第1のプラネタリギヤ216に噛み合うリングギヤ220と、第1のプラネタリギヤ216および第2のプラネタリギヤ218を回転可能に支持するキャリア222の各要素から成っている。

上述のラビニオ型複合遊星歯車装置210の各要素と、2個のブレーキ装置230、240、および1個のクラッチ装置250は、出力プーリ150の回転軸180と減速用歯車装置300の出力軸310の間で、次のように連結されている。第1のサンギヤ212はクラッチ装置250を介して回転軸180と連結され、第2のサンギヤ214は回転軸180とスプライン嵌合により直接連結されている。また、第1のサンギヤ212は隔壁部材12aとの間にブレーキ装置230を備えている。同様に、リングギヤ220は隔壁部材12aとの間にブレーキ装置240を備えている。そして、キャリア222が出力部材として、減速用歯車装置300の出力軸310にスプライン嵌合により連結されている。

ところで、この実施例では、入力プーリ110と出力プーリ150のそれぞれの回転軸104、180に設ける供給油路108、182への制御油圧の供給は、それぞれの回転軸104、180の一方を詳述するために配設される主ケース部材12の隔壁部材12aを利用して、この隔壁部材12aに油路504、514を設けて行うものであるため、油路構成を簡単とすることができる。また、従来の回転軸の軸端から制御油圧を取り入れる場合に比べ、軸長を短くすることができる。

前後進切換用遊星歯車装置200

前後進切換用遊星歯車装置200は、ラビニオ型複合遊星歯車装置210と、2個のブレーキ装置230、240と、1個のクラッチ装置250とから成っている。

ラビニオ型複合遊星歯車装置210は、第1のサンギヤ212および第2のサンギヤ214と、第1のサンギヤ212に噛み合う第1のプラネタリギヤ216と、この第1のプラネタリギヤ216と第2のサンギヤ214に噛み合う第2のプラ

上述の連結構成により、前後進切換用遊星歯車装置200は、2個のブレーキ装置230、240と、1個のクラッチ装置250の選択的作動により、前進2段後進1段の変速段が得られる。

前進第1速 ブレーキ装置230を作動状態、クラッチ装置250およびブレーキ装置240を非作動状態とすることにより確立される。この状態では、回転動力は第2のサンギヤ214から入力され、この第2のサンギヤ214により第1のプラネタリギヤ216および第2のプラネタリギヤ218が回転させられ、ブレーキ装置230により固定された第1のサンギヤ212上を遊星回転する公転回転が、キャリア222から減速して出力軸310に取り出される。

前進第2速 クラッチ装置250を作動状態、ブレーキ装置230および240を非作動状態とすることにより確立される。この状態では、回転動力は第1のサンギヤ212および第2のサンギヤ214から同時に入力され、ラビニオ型複合遊星歯車装置210は一体的回転状態となる。その

ため、キャリア222には入力回転がそのまま取り出される。

後進 ブレーキ装置240を作動状態、クラッチ装置250およびブレーキ装置230を非作動状態とすることにより確立される。この状態では、回転動力は第2のサンギヤ214から入力され、この第2のサンギヤにより第1のプラネタリギヤ216および第2のプラネタリギヤ218は回転させられ、ブレーキ装置240により固定されたリングギヤ220の内歯上を遊星回転する公転回転が、キャリア222から逆回転状態で、かつ減速して取り出される。

減速用歯車装置300

減速用歯車装置300は、出力軸310に設けられたギヤ312が、中間軸320の第1のギヤ322と啮合しており、中間軸320の第2のギヤ324が最終減速ギヤ330と啮合して構成されている。これらの各ギヤの啮合は減速回転させられる構成とされている。これにより、前後進切換用遊星歯車装置200からの回転は、この減

速用歯車装置300により減速して差動歯車装置350に伝達される。

差動歯車装置350

差動歯車装置350は、最終減速ギヤ330に周知の構成で備えられている。すなわち、左右一対のサイドギヤ352、354に、ビニオンシャフト360に支持されたビニオン356、358が啮合しており、回転動力はデフケース362から、ビニオンシャフト360、ビニオン356、358を経て、サイドギヤ352、354に伝達され、サイドギヤ352、354から駆動軸370、372を経て不図示の車輪に伝達される。そして、左右車輪の差動回転は、ビニオン356、358の回転により許容されるようになっている。
〔発明の効果〕

以上詳述したように、本発明によれば、プーリの回転軸に設ける供給油路の両端を閉じた構成とすることにより、スラスト力の発生を防止することができるため、プーリは従来のように制御油圧にもとづくスラスト力によりその位置がずれるこ

とがなく、予め定められた位置を常時保持することができる。この結果、伝動ベルトの蛇行を防止し、伝動ベルトの耐久性の向上を図ることができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の一実施例の詳細構造を示す断面図、第2図はそのスケルトン図である。

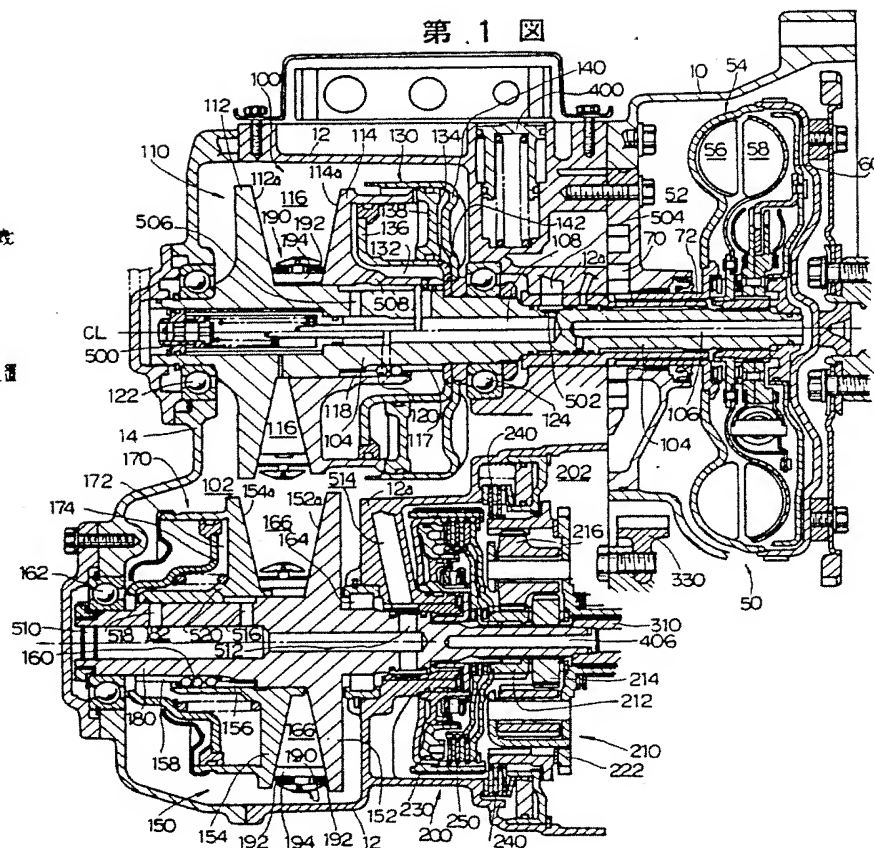
符号の説明

- 100 …… ベルト式無段変速機
- 110 …… 入力プーリ
- 150 …… 出力プーリ
- 104、180 …… 回転軸
- 108、182 …… 供給油路
- 130、170 …… 油圧シリンダ装置
- 502、512 …… 取入孔
- 506、516、518 …… 連通孔

出願人 トヨタ自動車株式会社

第 1 図

- 100 — ベルト式無段変速機
 110 — 入力プーリ
 150 — 出力プーリ
 104, 180 — 回転軸
 108, 182 — 供給油路
 130, 170 — 油圧シリンダ装置
 502, 512 — 収入孔
 506, 516, 518 — 連通孔



第 2 図

